



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**CURSO 2016/17**

---

*REMOLCADOR DE PUERTO DE 60 TPF*

---

**Grado en Ingeniería Naval y Oceánica**

**Cuaderno 6**

**PREDICCIÓN DE POTENCIA Y DISEÑO DE PROPULSORES  
Y TIMONES**

**Alumno: Mario Martínez Caamaño**

**Tutor: Marcos Míguez González**

## **PROYECTO NÚMERO 17-08**

**TIPO DE BUQUE:** Remolcador de puerto de 60 TPF

**CLASIFICACIÓN, COTA Y REGLAMENTOS DE APLICACIÓN:** Bureau Veritas, SOLAS, MARPOL, FIFI 1 OIL REC

**CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA:** Gancho de remolque

**VELOCIDAD Y AUTONOMÍA:** 12 nudos en condiciones de servicio. 85%MCR+15% de margen de mar. Autonomía: 3000 millas a la velocidad de servicio

**SISTEMAS Y EQUIPOS DE CARGA / DESCARGA:** Los habituales en este tipo de buques

**PROPULSIÓN:** propulsor azimutal. DIÉSEL ELÉCTRICO

**TRIPULACIÓN Y PASAJE:** 4 personas + 10 SURVIVORS

**OTROS EQUIPOS E INSTALACIONES:** Contraincendios, lucha contra la contaminación en el mar

Ferrol, 10 Setiembre 2016

ALUMNO/A: **Dº Mario Martínez Caamaño**

## Contenido

1	PRESENTACIÓN.....	4
2	ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA PROPULSORA .....	4
2.1	ESTIMACIÓN PARA NAVEGACIÓN AGUAS LIBRES .....	5
2.2	ESTIMACIÓN MEDIANTE FORMULACIÓN.....	12
2.3	ESTIMACIÓN MEDIANTE RECTA DE REGRESIÓN .....	13
3	ELECCIÓN DIÉSEL GENERADORES.....	14
4	ELECCIÓN PROPULSORES .....	16
5	COMPROBACIÓN DE TIRO .....	19
6	CÁLCULO DE TIMÓN.....	21
6.1	ÁREA .....	22
6.2	ALTURA.....	22
6.3	LONGITUD.....	22
6.4	PERFIL .....	22
6.5	ÁREA DE COMPENSACIÓN.....	23
7	CÁLCULO DEL SERVOMOTOR .....	23
8	ANEXO (SALIDAS NAVCAD).....	24

## 1 PRESENTACIÓN

Para poder seleccionar los motores para nuestro buque, realizaremos en este cuaderno, una predicción de la potencia necesaria, además de dimensionar los propulsores óptimos.

Se realizarán cálculos tanto para conseguir la velocidad requerida en navegación en aguas libres, como para alcanzar el tiro a punto fijo especificado en la RPA.

Aunque debido al tipo de propulsores elegidos, azimutales (Shottel), no se hace necesaria la instalación de timones, mostraremos un ejemplo de cálculo para indicar su procedimiento de diseño.

Estas son las características principales del buque:

<b>Loa</b>	<b>30,20 m</b>
<b>Lpp</b>	<b>26,80 m</b>
<b>B</b>	<b>11 m</b>
<b>D</b>	<b>5,45 m</b>
<b>T</b>	<b>4,45 m</b>
<b>Cb</b>	<b>0,53</b>
<b>Cm</b>	<b>0,86</b>
<b>Cp</b>	<b>0,61</b>
<b>Cf</b>	<b>0,62</b>
<b><math>\Delta</math></b>	<b>712,67 t</b>

## 2 ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA PROPULSORA

Para fijar la potencia instalada en nuestro remolcador, haremos una estimación de los valores de potencia necesarios para poder cumplir con la velocidad especificada de 12 nudos y para que dicho valor de la potencia sea suficiente para que el buque cumpla con su otra condición de tiro a punto fijo de 60T. La condición más exigente es la de tiro a punto fijo, ya que normalmente, la potencia necesaria para cumplir

dicha exigencia, se sitúa bastante por encima de la necesaria para alcanzar la velocidad requerida en la RPA.

## 2.1 ESTIMACIÓN PARA NAVEGACIÓN AGUAS LIBRES

Emplearemos como método para el cálculo en navegación en aguas libres el propuesto en el programa NavCad, para lo que previamente se estima la resistencia a remolque mediante el método de G. Van Oortmersen (muy apropiado para remolcadores y buques de pequeñas esloras) basado en la hipótesis de Hughes. Hughes considera que la resistencia total de avance es la suma de dos resistencias independientes entre sí, que son la resistencia viscosa y la resistencia por formación de olas:

$$R_t = R_v (R_n) + R_w (F_n)$$

El cálculo de la resistencia por formación de olas,  $R_w$ , se obtiene a partir de ensayos en el canal, considerando además parámetros geométricos del buque y teniendo en cuenta el Número de Froude. El cálculo de la resistencia viscosa se realiza basándose en la línea de fricción ITTC-57, utilizando un coeficiente de forma  $(1+k)$ .

Presentamos en la siguiente tabla las relaciones que debe cumplir nuestro buque para que sea de aplicación el método de Van Oortmersen:

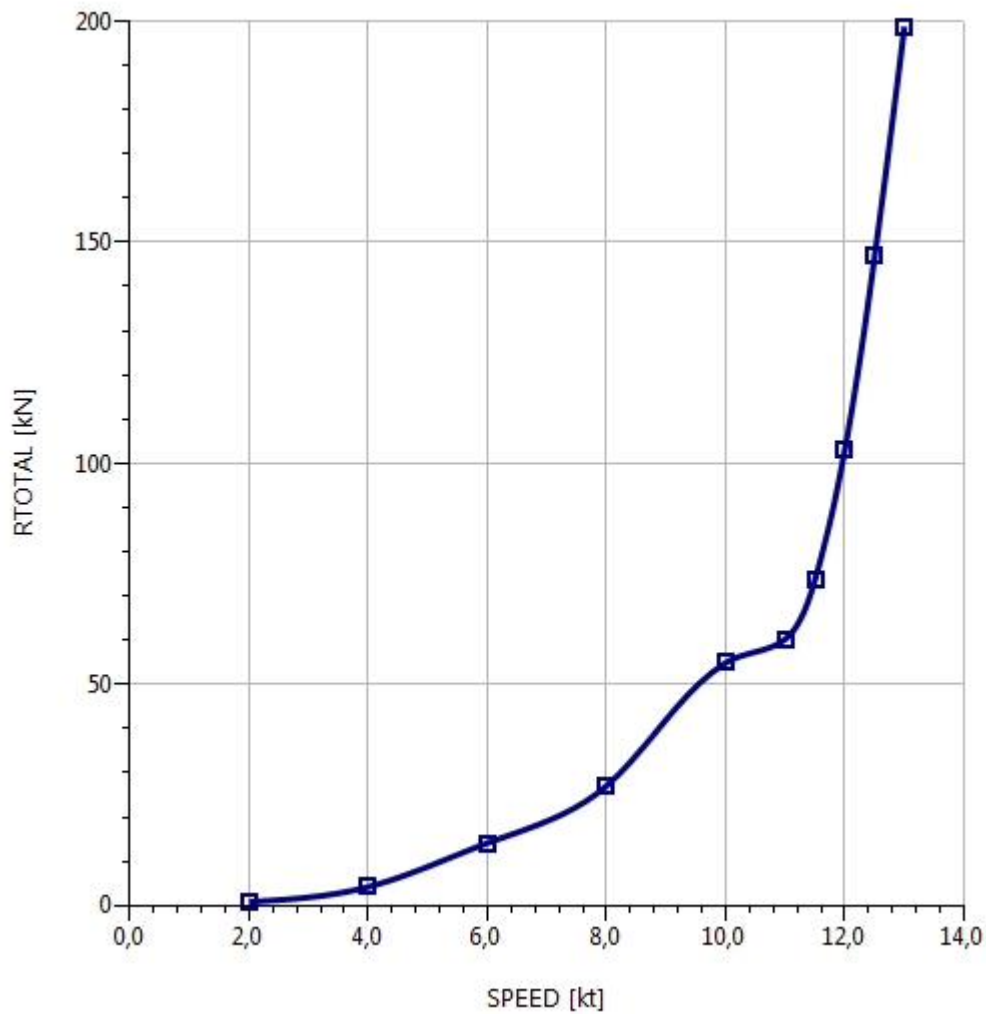
<b>Campo de aplicación</b>	<b>Nuestro buque</b>	<b>Cumple</b>
<b><math>F_n &lt; 0,50</math></b>	$F_n = 0,37$	SI
<b><math>0,50 &lt; C_p &lt; 0,73</math></b>	$C_p = 0,61$	SI
<b><math>0,70 &lt; C_m &lt; 0,97</math></b>	$C_m = 0,86$	SI
<b><math>1,90 &lt; B/T &lt; 4,00</math></b>	$B/T = 2,47$	SI
<b><math>8,00 &lt; L_{pp} &lt; 80,00</math></b>	$L_{pp} = 26,80$	SI
<b><math>3,00 &lt; L_{pp}/B &lt; 6,20</math></b>	$L_{pp}/B = 2,43$	NO

Emplearemos este método, a pesar de no cumplir una de las condiciones (relación  $L_{pp}/B$ ), por ser el más indicado para este tipo de buques.

Presentamos las hidrostáticas de las cuales partimos:

Draft Amidships m	4,311
Displacement t	709,5
Heel deg	0
Draft at FP m	4,254
Draft at AP m	4,368
Draft at LCF m	4,316
Trim (+ve by stern) m	0,115
WL Length m	29,882
Beam max extents on WL m	10,367
Wetted Area m <sup>2</sup>	374,987
Waterpl. Area m <sup>2</sup>	269,636
Prismatic coeff. (Cp)	0,602
Block coeff. (Cb)	0,521
Max Sect. area coeff. (Cm)	0,874
Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,87
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	14,458
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	12,129
KB m	2,66
KG fluid m	3,854
BMt m	2,956
BML m	24,14
GMt corrected m	1,762
GML m	22,946
KMt m	5,616
KML m	26,799
Immersion (TPc) tonne/cm	2,764
MTc tonne.m	6,075
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	21,817
Max deck inclination deg	0,2452
Trim angle (+ve by stern) deg	0,2452

Una vez introducidos los datos que requiere el programa, obtenemos los siguientes resultados:

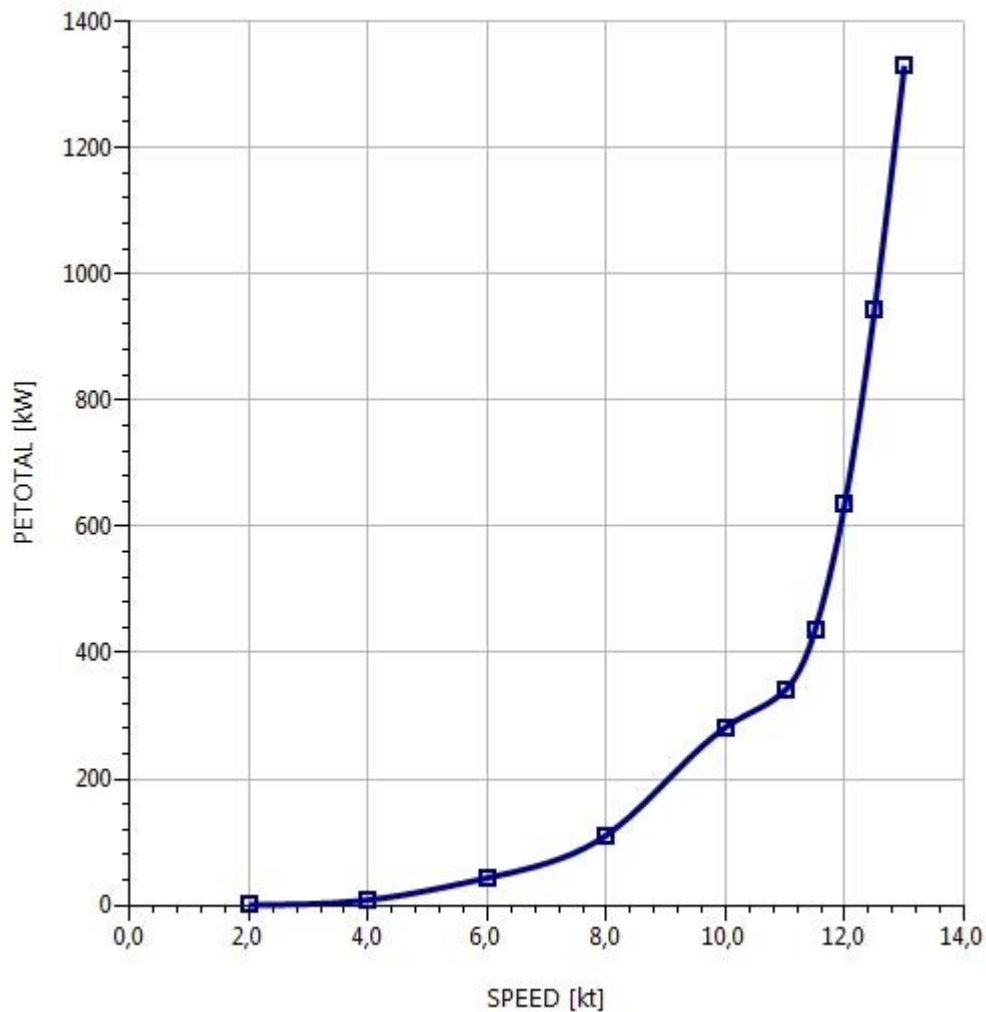


SPEED [kt]	RESISTANCE							
	RBARE [kN]	RAPP [kN]	RWIND [kN]	RSEAS [kN]	RCHAN [kN]	RTOWED [kN]	RMARGIN [kN]	RTOTAL [kN]
2,00	0,65	0,06	0,00	0,00	0,00	0,10	0,10	0,81
4,00	3,35	0,33	0,00	0,00	0,00	0,50	0,50	4,19
6,00	11,28	1,13	0,00	0,00	0,00	1,69	1,69	14,10
8,00	21,65	2,16	0,00	0,00	0,00	3,25	3,25	27,06
10,00	43,90	4,39	0,00	0,00	0,00	6,58	6,58	54,87
11,00	48,20	4,82	0,00	0,00	0,00	7,23	7,23	60,25
11,50	59,01	5,90	0,00	0,00	0,00	8,85	8,85	73,77
+ 12,00 +	82,49	8,25	0,00	0,00	0,00	12,37	12,37	103,11
12,50	117,50	11,75	0,00	0,00	0,00	17,62	17,62	146,87
13,00	159,05	15,91	0,00	0,00	0,00	23,86	23,86	198,82

Resistencia total obtenida a la velocidad de 12 nudos:

**$R_{total} = 103,11 \text{ KN}$**

En cuanto a la potencia efectiva:



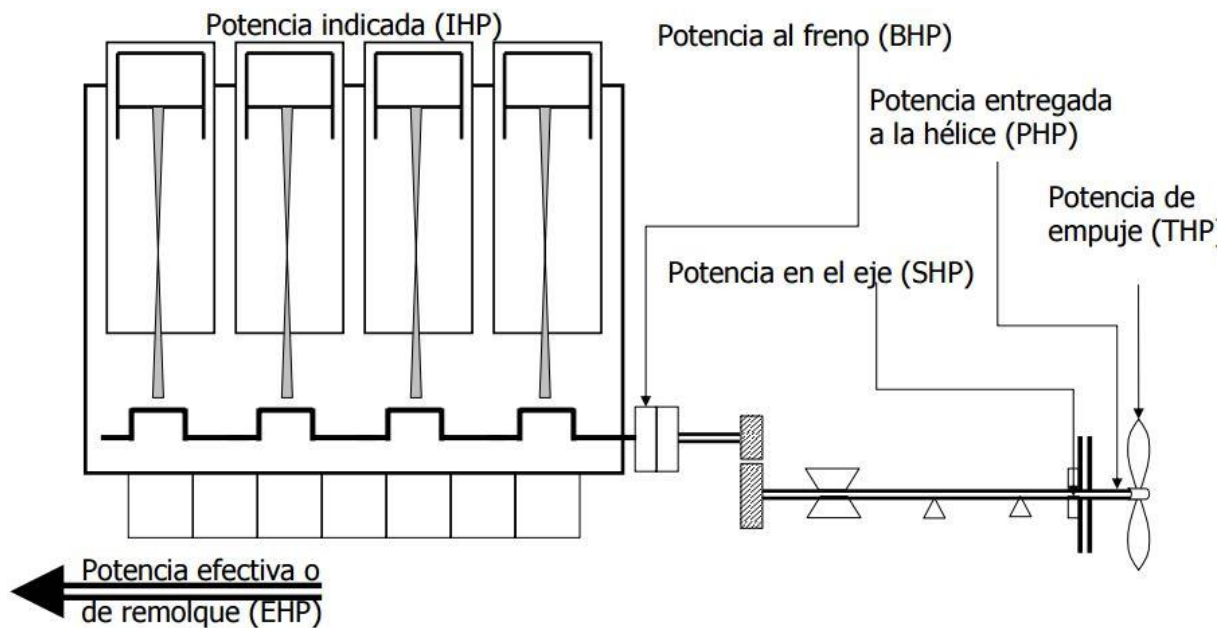
SPEED [kt]	HULL-PROPULSOR				ENGINE			
	PETOTAL [kW]	WFT	THD	EFFR	RPMENG [RPM]	PBPROP [kW]	FUEL [L/h]	LOADENG [%]
2,00	0,8	0,0596	0,1005	0,9563	270	3,6	---	0,0
4,00	8,6	0,0584	0,1005	0,9563	550	30,6	---	0,0
6,00	43,5	0,0578	0,1005	0,9563	739	100,7	---	0,0
8,00	111,4	0,0574	0,1005	0,9563	771	184,1	---	0,0
10,00	282,3	0,0571	0,1005	0,9563	800	346,0	---	0,0
11,00	340,9	0,0570	0,1005	0,9563	800	411,4	---	0,0
11,50	436,4	0,0569	0,1005	0,9563	800	489,8	---	0,0
+ 12,00 +	636,5	0,0569	0,1005	0,9563	800	647,1	---	0,0
12,50	944,4	0,0568	0,1005	0,9563	800	904,9	---	0,0
13,00	1329,6	0,0568	0,1005	0,9563	800	1261,3	---	0,0

**P<sub>efectiva total</sub> = 636,50 Kw**

Esta potencia, debido a las pérdidas que se van produciendo, no será la misma que la que nos genere la planta propulsora.

Presentamos un esquema que nos ayuda a entender las distintas potencias:





Potencia indicada IHP (Indicated Horse Power): Es la potencia del ciclo térmico del motor.

Potencia al freno BHP (Brake Horse Power): Es la potencia del motor medida en el acoplamiento del motor al eje. Puede medirse mediante un freno dinamométrico.

Potencia en el eje SHP (Shaft Horse Power): Es la potencia transmitida a través del eje (medida con un torsiómetro tan cerca de la hélice como sea posible).

Potencia en el propulsor PHP (Propeller Horse Power): Es la potencia entregada a la hélice descontando las pérdidas en el eje de la anterior, las cuales se pueden estimar del orden de un 3% aproximadamente.

Potencia de empuje THP (Thrust Horse Power): Es la potencia transformada por la hélice. Se obtiene descontando su rendimiento de la potencia a la hélice.

Potencia efectiva EHP o de remolque (Effective Horse Power): Es la potencia que realmente se emplea en mover el barco o la potencia que sería necesaria emplear para remolcar el barco a la velocidad de proyecto. Puede obtenerse descontando de la anterior las pérdidas debidas a las formas del barco, apéndices etc.

El paso de una a otra potencia se realiza por medio de los coeficientes o rendimientos los cuales se desglosan a continuación:

- Rendimiento del casco: influencia del casco en el flujo hacia la hélice. Relación entre la potencia de remolque y la potencia de empuje. Se verifica que es igual a  $(1-t)/(1-w)$ .  
t → coeficiente de succión  
w → coeficiente de estela

- Rendimiento rotativo relativo: coeficiente de influencia de colocación del propulsor. Relación entre la potencia de empuje suministrada a la hélice y la potencia absorbida por la hélice
- Rendimiento propulsivo o coeficiente cuasi-propulsivo: Es la relación, potencia de remolque / potencia absorbida por la hélice
- Rendimiento del propulsor aislado: Rendimiento de la hélice en flujo uniforme
- Rendimiento del propulsor afecto a la carena: Es la relación, potencia de empuje / potencia en el eje
- Rendimiento mecánico: Relación, potencia en el eje / potencia al freno

Se verifica la siguiente relación siguiente, que se denomina coeficiente propulsivo total:

$$\frac{\text{Potencia efectiva}}{\text{Potencia al freno}} = \text{Rend casco} \times \text{Rend rotat relat} \times \text{Rend prop aisl} \times \text{Rend mec}$$

Sin tener en cuenta el rendimiento del propulsor aislado y estimando un rendimiento cuasi propulsivo de 0,5 y un rendimiento mecánico de 0,97, obtendríamos una BHP:

$$BHP = \frac{PE}{0,97 \times 0,50}$$

**BHP = 1312,37 KW**

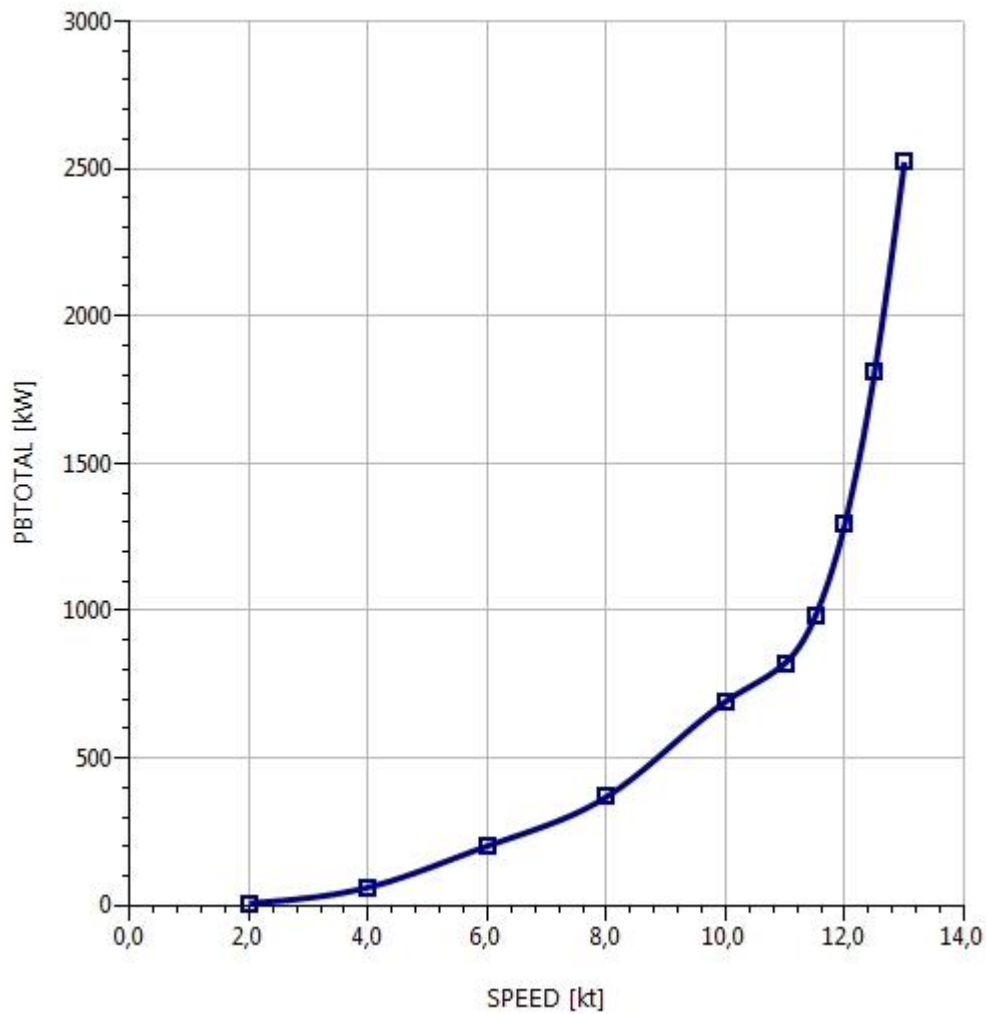
Cuando se realizó el cálculo con el programa, ya se consideró un margen de un 15%. De no ser así, tendríamos que multiplicar por 1,15 la PE en la fórmula anterior, es decir:

$$BHP = \frac{PE \times 1,15}{0,97 \times 0,50}$$

Contando con dos unidades propulsoras y que cada motor no trabajaría al 100%, sino que lo hará al 85% de su capacidad, tendríamos para cada uno de ellos:

$$BHP_{motor} = \frac{1312,37}{2 \times 0,85} = 772 Kw$$

Mostramos la gráfica y los resultados de la PB total obtenida con el Navcad:



SPEED [kt]	POWER DELIVERY							TRANSP	CPPITCH [mm]
	RPMPROP [RPM]	QPROP [kN·m]	QENG [kN·m]	PDPROP [kW]	PSPROP [kW]	PSTOTAL [kW]	PBTOTAL [kW]		
2,00	64	0,49	0,11	3,4	3,5	6,9	7,1	---	1080,2
4,00	130	2,05	0,48	29,1	29,7	59,3	61,2	234,1	1080,2
6,00	174	5,01	1,18	95,7	97,7	195,3	201,4	106,7	1232,2
8,00	182	8,78	2,07	175,0	178,6	357,2	368,2	77,8	1643,5
10,00	189	15,91	3,75	328,9	335,7	671,3	692,1	51,7	2128,3
11,00	189	18,91	4,46	391,1	399,0	798,1	822,8	47,9	2337,3
11,50	189	22,51	5,31	465,6	475,1	950,3	979,7	42,0	2502,9
+ 12,00 +	189	29,74	7,02	615,1	627,7	1255,4	1294,2	33,2	2757,5
12,50	189	41,59	9,82	860,2	877,8	1755,6	1809,9	24,7	3100,9
13,00	189	57,97	13,69	1199,0	1223,4	2446,9	2522,5	18,4	3514,9

A la velocidad de servicio establecida en la RPA de 12 nudos:

**BHP = 1294,2 Kw**

Al ser propulsión eléctrica, los motores eléctricos de los propulsores se alimentarán de esta potencia. Para dimensionar los diésel generadores que se la proporcionen, estimamos una potencia aumentada para satisfacer la demanda de los consumidores adicionales como bombas, aire acondicionado etc. En nuestro caso, estimamos esta potencia adicional en 200 KW, que sumados a los 1294,2 anteriores hacen:

### **BHP = 1495 Kw**

Una vez determinada la potencia necesaria para alcanzar la velocidad de servicio requerida en aguas libres, procedemos al cálculo de la potencia necesaria a partir del tiro requerido de 60 TPF para poder determinar posteriormente los motores que integrarán la planta propulsora. Como ya se indicó en apartados anteriores, la demanda de potencia para obtener dicho tiro suele ser mucho mayor que la necesaria para alcanzar las velocidades demandadas, aunque en función del tipo de propulsor que se elija, la potencia puede ser mayor o menor para un mismo requisito de tiro a punto fijo.

## **2.2 ESTIMACIÓN MEDIANTE FORMULACIÓN**

El libro “El Proyecto Básico del Buque Mercante”, presenta una fórmula para la determinación de la potencia a partir del tiro a punto fijo y de un coeficiente  $K_1$ , tabulado, el cual depende a su vez del tipo de propulsor instalado.

Mostramos la tabla para el cálculo de dicho coeficiente:

Una hélice sin tobera	65-70
Dos hélices sin tobera	63-68
Una hélice con timón-tobera (Kort)	60-65
Dos hélices con timón-tobera (Kort)	55-60
Dos hélices con tobera, azimutal (*)	55-60
Dos hélices cicloidales azimutales (**)	63-68

(\*) *Aquamaster o Schottel.*  
(\*\*) *Voith-Schneider.*

El TPF que nos indica nuestra RPA es de 60 t y se instalarán como propulsores, dos hélices con tobera, azimutal (Schottel).

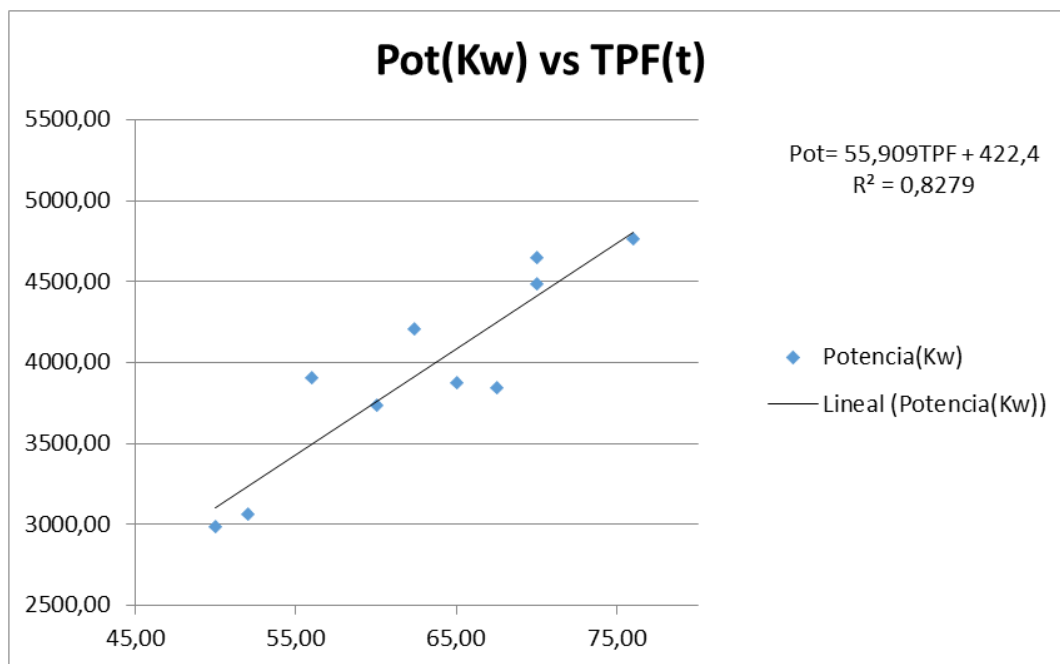
$$BHP = K_1 \times TPF$$

Tomando 60 como valor del coeficiente, obtenemos:

$$\mathbf{BHP = 3600 Kw}$$

### 2.3 ESTIMACIÓN MEDIANTE RECTA DE REGRESIÓN

Enfrentando potencia instalada con tiro a punto fijo de los buques de nuestra base de datos:



Sustituyendo valores:

$$\mathbf{BHP = 3776 Kw}$$

Observamos que se obtiene un valor bastante aproximado, aunque ligeramente superior, al calculado mediante formulación en el apartado anterior.

Al ser dos los propulsores, cada motor eléctrico demandará:

$$\mathbf{BHP_{motor} = 1888 Kw}$$

Será ésta, la que nos determine el dimensionamiento de nuestros generadores por ser muy superior a la necesaria para alcanzar la velocidad exigida.

Si le sumamos a la necesaria para alcanzar el tiro requerido, los 200 KW estimados para satisfacer el resto de la demanda, obtenemos una potencia total de:

### **BHP = 3976 Kw**

Dispondremos de tres generadores para así garantizar, que en caso de avería de uno de ellos, mantenemos potencia suficiente para la operatividad de los propulsores y el resto de demanda del buque.

Mostramos un cuadro resumen con las potencias necesarias obtenidas, resaltando la que determinará la elección de nuestra planta:

Potencia aumentada = Potencia propulsión+200 (demanda de otros consumidores)

	<b>POTENCIA Kw</b>	<b>POTENCIA AUMENTADA Kw</b>
<b>NAVEGACIÓN AGUAS LIBRES</b>	1295	1495
<b>TIRO (FORMULACIÓN)</b>	3600	3800
<b>TIRO (REGRESIÓN)</b>	3776	<b>3976</b>

### **3 ELECCIÓN DIÉSEL GENERADORES**

Como se indicó en el apartado anterior, una vez realizados los cálculos para estimar la potencia necesaria, se decide dotar al buque de tres diésel generadores con objeto de garantizar la operatividad de los propulsores y poder atender la demanda de potencia de los demás consumidores en caso de fallo de uno de dichos generadores.

Dentro de la oferta que se nos presenta, nos decantamos por un WARTSILA, por ofrecer uno de los modelos más compactos del mercado, característica fundamental en nuestro tipo de buque, facilitando su disposición en la cámara de máquinas, además de la confianza que supone su experiencia en este campo.

Escogeremos dentro del AUXPAC 20, el tipo 1350W8L20, de 1350 Kw, con lo cual cumplimos nuestra exigencia de potencia, ya que al ser tres el número de ellos, contaremos con 4050 Kw, siendo 3976Kw la potencia aumentada necesaria para cumplir la exigencia de tiro a punto fijo que figura en la RPA.

En caso de avería de uno de ellos, todavía dispondríamos de 2700 Kw, suficientes para atender los motores eléctricos para la propulsión, así como la demanda de los demás consumidores





**Table 1-2 Rating table for Wärtsilä Auxpac 20**

900 rpm / 60 Hz				1000 rpm / 50 Hz			
Type	Output [kWe]	Voltage [V]	Generator	Type	Output [kWe]	Voltage [V]	Generator
520W4L20	520	450	Fenxi	520W4L20	520	400	Fenxi
645W4L20	645	450	Fenxi	670W4L20	670	400	Fenxi
760W6L20	760	450	Fenxi	790W6L20	790	400	Fenxi
875W6L20	875	450	Fenxi	860W6L20	860	400	Fenxi
975W6L20	975	450	Fenxi	1000W6L20	1000	400	Fenxi
1050W6L20	1050	450	Fenxi	1140W6L20	1140	400	Fenxi
1200W8L20	1200	450	Fenxi	1350W8L20	1350	400	Fenxi
1400W8L20	1400	450	Fenxi	1550W9L20	1550	400	Fenxi
1600W9L20	1600	450	Fenxi	1700W9L20	1700	400	Fenxi
1800W6L26	1800	450	AVK	1950W6L26	1950	400-690	AVK
2100W8L26	2100	450-690	AVK	2250W8L26	2250	400-690	AVK
2400W8L26	2400	450-690	AVK	2550W9L26	2550	400-690	AVK
2700W9L26	2700	690	AVK	2850W9L26	2850	690	AVK

En el siguiente enlace, <http://cdn.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines/g-sets/product-guide-o-e-auxpac.pdf?sfvrsn=10> se muestra toda la información técnica que proporciona la casa.

#### 4 ELECCIÓN PROPULSORES

El valor de la potencia a instalar, dependerá en gran medida, además del tiro, del tipo de hélice que se disponga.

El uso de hélices con tobera se presenta en buques que han de producir grandes empujes, especialmente remolcadores y arrastreros, aunque alguna vez son utilizadas en buques mercantes convencionales.

Se solían utilizar hélices de Kaplan. Al funcionar dentro de la tobera, se logra que la hélice absorba más potencia y, en consecuencia, también se mejora el rendimiento. Si se dispone como timón tobera la mejora de las capacidades de maniobra del buque son extremas (“Proyecto Básico del Buque Mercante”).








El propulsor azimutal por el que nos decantamos, puede girar 360° alrededor de un eje vertical proporcionando un empuje en todas direcciones, controlado, lo que permite una maniobrabilidad excelente. También se elimina el reductor y el timón. La tobera disminuye las vibraciones inducidas en el casco por la hélice ya que proporciona una mayor regularidad del flujo de su interior, reduciendo las fluctuaciones generadas por el propulsor. Así mismo proporciona una protección al flujo de agua afectado por la hélice y por lo tanto las variaciones de presión sobre el casco en las proximidades del propulsor disminuyen. Las toberas se usan para incrementar la fuerza de tracción de un buque a bajas velocidades. La mayor contribución de las toberas en la propulsión del buque se presenta en la condición de tracción a punto fijo, ya que a medida que la velocidad del buque aumenta, decrece la contribución de la tobera al empuje total.



Al contar con propulsión Schottel, disponemos de los distintos propulsores tabulados en función de la potencia.

**Proven SCHOTTEL propulsion quality has a new name**

	<b>SRP</b> 340	<b>SRP</b> 360		<b>SRP</b> 430	<b>SRP</b> 460	<b>SRP</b> 510	<b>SRP</b> 560	<b>SRP</b> 610	<b>SRP</b> 630	
					<b>SCD</b> 460	<b>SCD</b> 510	<b>SCD</b> 560 STP		<b>SCD</b> 630	<b>SCD</b> 710
	<b>STP</b> 310		<b>STP</b> 380		<b>STP</b> 460					
	<b>SRE</b> 340		<b>SRE</b> 410		<b>SRE</b> 460		<b>SRE</b> 560		<b>SRE</b> 640	<b>SRE</b> 700
										

Shown above; find details in Standard Types brochure (status 05/2016) or contact us at [newnaming@schottel.de](mailto:newnaming@schottel.de).

<b>Ø<sub>0</sub> [mm]</b>	2300		2500		2750		3100		3350	3600			
<b>Ø<sub>N</sub> [mm]</b>	2100	2200		2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600			
<b>P<sub>C</sub> [kW]</b>	1250	1250	1360	1470	1600	1660	2000	2300	2500	2850	2880	3500	3700
<b>P<sub>D</sub> [kW]</b>	1410	1400	1530	1650		1920	2200	2600	2800	3200	3240		4200
<b>BP [t]**</b>	45	50			60	70	80	90	100	110	120		

Slide here to find your propulsion solution:

← →

Ø<sub>0</sub> = open propeller, without nozzle | Ø<sub>N</sub> = propeller with nozzle |  
 P<sub>C</sub> = Power C-Rating/Tugs | P<sub>D</sub> = Power D-Rating/Tugs | \*\*per 2 units

No other SCHOTTEL products are effected by the new naming.

## Technical Data

Type	Input Power [kW]				Input speed [min <sup>-1</sup> ]	Propeller ø [m]	Weight [t]*
	A	B	C	D			
SRP 100	-	190	200	225	1800/ 2300	0.80	1.50
SRP 130	-	260	280	315	1800/ 2000	1.05	1.65
SRP 150	-	310	330	370	1800/ 2100	1.10	2.10
SRP 190	-	470	500	560	1800	1.40	3.60
SRP 230	-	660	700	790	1600/ 1800	1.50	7.50
SRP 260	-	770	820	920	1000/ 1200/ 1500/ 1800	1.75	9.60
SRP 340	1090	1170	1250	1400	750/ 900/ 1000/ 1200/ 1600/ 1800	2.10	17.00
SRP 360	1190	1280	1360	1530	750/ 900/ 1000/ 1200/ 1600/ 1800	2.20	17.00
SRP 430	1450	1560	1660	1920	750/ 900/ 1000/ 1200/ 1600/ 1800	2.40	21.50
SRP 460	1750	1870	2000	2240	750/ 900/ 1000/ 1200/ 1600/ 1800	2.60	27.50
SRP 510	2030	2170	2320	2600	750/ 900/ 1000/ 1200/ 1600/ 1800	2.80	31.00
SRP 560	2190	2350	2500	2800	750/ 900/ 1000/ 1200/ 1600/ 1800	3.00	35.00
SRP 610	2490	2670	2850	3200	600/ 750/ 900/ 1000/ 1200/ 1800	3.20	42.00
SRP 630	2520	2700	3000	3300	600/750/ 900/ 1000	3.40	53.00
SRP 730	3270	3500	3730	4200	750/ 900/ 1000	3.80	80.00

\* Weight only SRP, well installation, with propeller and oil at PAL min. (from SRP 260 upwards with nozzle)

## Rating

Rating	Rating description	Typical vessel application
A	continous unrestricted operations	freighters, tankers, seismic vessels, cable layer, ocean going vessels
B	alternating unrestricted operations	ferries, dredgers, diesel driven offshore vessels, pleasure yachts, river or lake going vessels
C	offshore duty	electrical driven offshore vessels and supply boats, AHTS, escort tugs, work boats, light passenger vessels, barges
D	tug duty	harbour tugs, light harbour crafts, light river or light lake going vessels

Nos decantamos por el modelo SRP 430, que con un diámetro de 2400 mm, cumple las exigencias de tiro (60 TPF) especificadas en la RPA.

## 5 COMPROBACIÓN DE TIRO

Según el “Proyecto Básico del Buque Mercante”, podemos estimar el TPF del remolcador con la siguiente fórmula:

$$TPF = 0,0416 \times (D \times BHP)^{\frac{2}{3}}$$

Siendo :

D = diámetro del propulsor en pies

BHP = potencia en Kw

En nuestro caso:

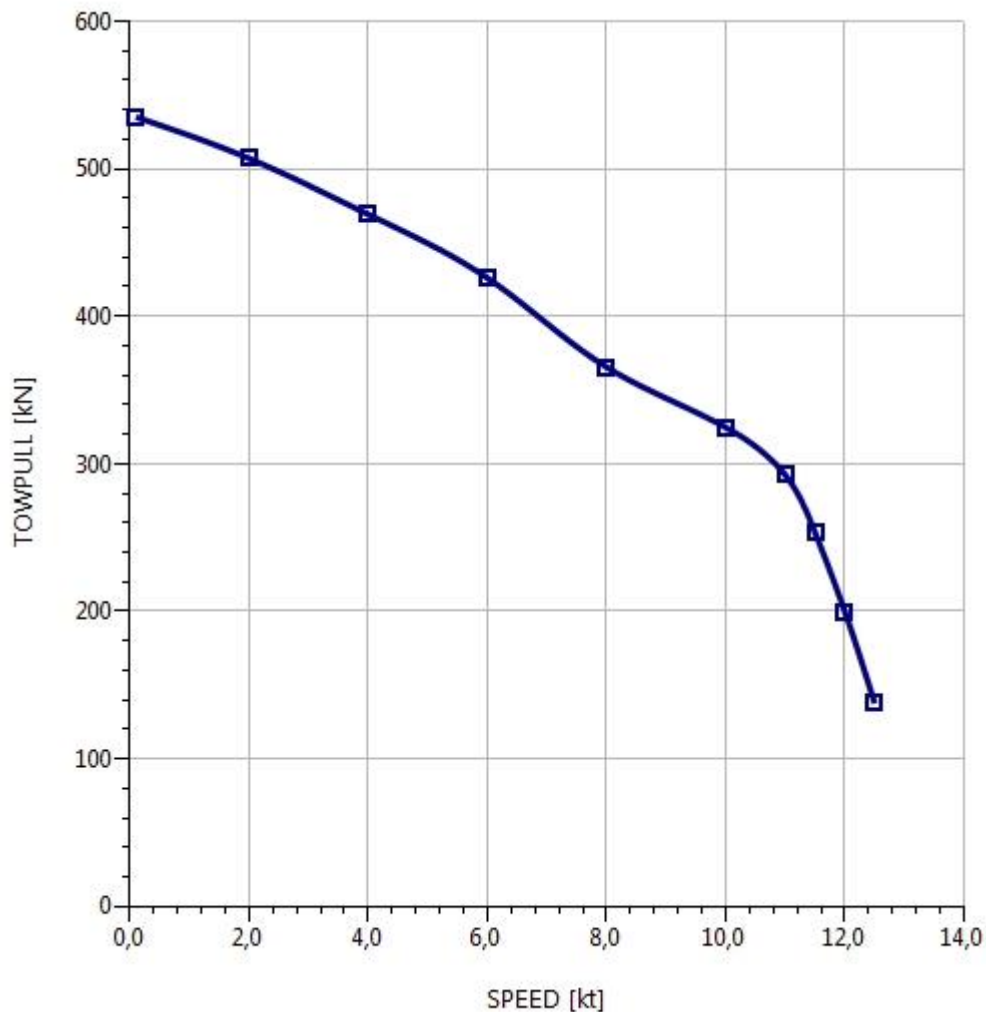
D = 2,4 m = 7,87 pies

BHP = 3776 Kw

TPF = 79,82 t

Observamos que según dicha fórmula cumpliríamos sobradamente el tiro requerido en nuestra RPA.

Aunque ya se comprobó en el apartado anterior que con el tipo de propulsión escogida se alcanza la exigencia, realizamos una prueba con el Navcad, con un propulsor diseñado por el programa, pero con las dimensiones del escogido (Shottel RRP 430) y para el mismo rango de potencia, obteniendo la siguiente gráfica:



Podemos verificar que con la serie Kaplan 19 A utilizada y con el diámetro del propulsor, 2400 mm, no se consigue las 60 TPF que nos exigen. Lograríamos alcanzarlo de dos maneras: aumentando el diámetro del propulsor, o bien aumentando la potencia.

Según indicaciones del profesor D. Vicente Díaz la causa es debida a la mejora en las eficiencias de las hélices actuales.

En el anexo se muestra las salidas proporcionadas por el programa Navcad

Consideramos, por tanto, que con la opción escogida optimizamos la relación propulsión- potencia para alcanzar el tiro requerido.

## 6 CÁLCULO DE TIMÓN

La propulsión se realizará mediante Schottel, con lo cual no dispondremos de timón. La función que realizaría el timón para la maniobra del buque, es realizada por este tipo de hélices azimutales, que son capaces de producir empuje en un rango de 360°, como ya se indicó anteriormente, siendo más efectivas que los timones a la hora de maniobrar.

Consideraremos dos timones, cada uno situado detrás de cada tobera. La mayoría de estos buques los monta de tipo suspendido y compensados (parte de su superficie a proa del eje de giro), y además vamos a diseñarlo de contorno rectangular, ya que, una opción muy habitual en barcos que deben maniobrar a bajas velocidades, es usar timones activos, los cuales disponen de un alerón móvil en el borde de salida y mejora la maniobrabilidad cuando se opera a velocidades reducidas.



## 6.1 ÁREA

El área del timón suele representar entre el 1.5 % y el 2 % del área de deriva. Sin embargo, para buques con dos timones, el área será del 1.25 % de esta área de deriva para cada timón. Por lo tanto:

$$\text{Área timón} = \frac{1,25}{100} \times L_{pp} \times T$$

Por tanto:

$$\text{Área} = 1,44 \text{ m}^2$$

## 6.2 ALTURA

La altura del timón, debe cubrir todo el diámetro de la hélice. En nuestro caso, tenemos una hélice de 2,4 m rodeada por una tobera. Para que el timón cubra toda la hélice e incluso los límites de la tobera, disponemos una altura de:

$$\text{Altura} = 2,8 \text{ m}$$

## 6.3 LONGITUD

Con esta altura y el área, calculamos el valor de la longitud de la pala:

$$\text{Longitud pala} = \frac{\text{Área}}{\text{Altura}}$$

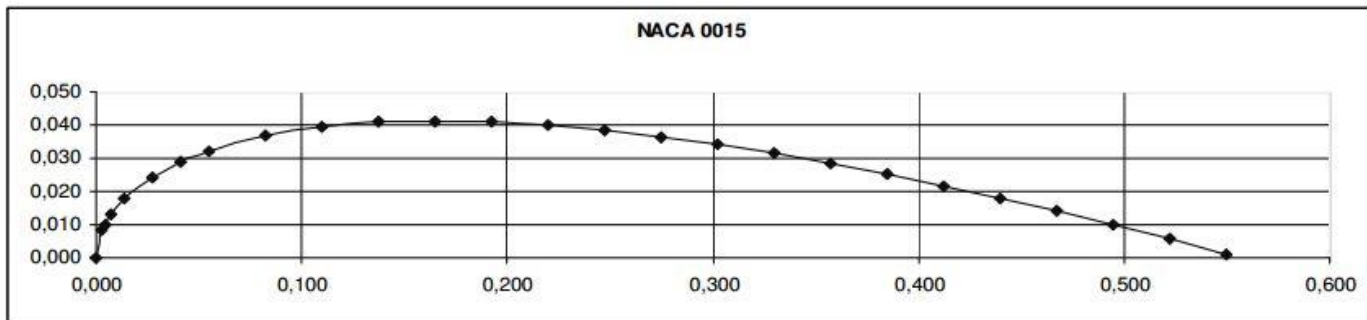
Sustituyendo:

$$\text{Longitud} = 0,51 \text{ m}$$

## 6.4 PERFIL

Utilizaremos los perfiles aeronáuticos NACA, de la serie 0015 los cuales son simétricos. Mostramos una imagen en la que se puede comprobar que las coordenadas de dichos perfiles se dan en porcentajes de la cuerda, es decir, de la longitud del perfil:





## 6.5 ÁREA DE COMPENSACIÓN

Según el libro “El Proyecto Básico Del Buque Mercante”, la compensación o área del timón a proa del eje de giro, que se suele definir como tanto por ciento del área total, suele variar entre el 20-25% del área del timón

Si tomamos un 20%:

$$\text{Área compensación} = 0,2 \times \text{Área total}$$

En nuestro caso:

$$\text{Área compensación} = 0,28 \text{ m}^2$$

$$\text{Situación eje} = 0,28 / 2,8 = 0,10 \text{ m}$$

## 7 CÁLCULO DEL SERVOMOTOR

Calcularemos la fuerza máxima ejercida sobre el timón tanto avante como ciando según la siguiente expresión:

$$\text{Fuerza máxima} = \frac{41,35 \times S \times V^2 \times \sin \alpha}{0,2 + 0,3 \times \sin \alpha}$$

Siendo “ $\alpha$ ” el radio de giro del timón. Se realiza para un ángulo de 35°.

Avante:

$$V_{\text{avante}} = 12 \text{ Knots} = 6,14 \text{ m/s}$$

$$S = 1,44 \text{ m}^2$$

$$F_{\text{avante}} = 3460,49 \text{ Kg} = 33913 \text{ Nw}$$

Ciando:

$$V_{\text{ciando}} = 2/3 V_{\text{avante}} = 4,09 \text{ m/s}$$

$$S = 1,44 \text{ m}^2$$

$$F_{\text{ciando}} = 1535,49 \text{ Kg} = 15048 \text{ Nw}$$

Una vez obtenidas las fuerzas, tanto avante como ciando, hallamos ahora la distancia del centro de presiones (CP) al eje, para poder calcular el par máximo necesario para el diseño del servo.

La posición de CP (centro de gravedad de las fuerzas actuantes sobre la pala del timón) no influye prácticamente en la maniobrabilidad del buque, pero sí lo hace poderosamente sobre el par en la mecha y, en consecuencia, sobre el escantillonado de la mecha y la potencia del aparato de gobierno. ("La Maniobrabilidad del Buque Pesquero" de Antonio Baquero).

D= distancia del centro de presiones al borde de ataque

$$D = (0,2 + 0,3 \times \sin \alpha) \times \text{longitud}$$

Longitud = 0,51 m (calculada en apartados anteriores)

Sustituyendo:

$$D = 0,19 \text{ m}$$

Si llamamos Xa a la distancia del CP al eje (avante), tenemos:

$$Xa = D - 0,10 = 0,09 \text{ m}$$

Siendo Xc la distancia del CP al eje (ciando):

$$Xc = (0,51 - 0,09) - 0,19 = 0,23 \text{ m}$$

Mostramos una tabla resumen con los resultados obtenidos:

	<b>FUERZA MÁXIMA Nw</b>	<b>X m</b>	<b>PAR MÁXIMO Nw·m</b>
<b>AVANTE</b>	33913	0,09	3052,17
<b>CIANDO</b>	15048	0,23	3461,04

Estableceremos un margen de seguridad por posibles pérdidas en el circuito, etc de un 20%, por lo que, en caso de llevar cada propulsor su servo, éste tendría que vencer un par de:

$$\text{Par máximo} = 4153,248 \text{ Nw}\cdot\text{m}$$

## 8 ANEXO (SALIDAS NAVCAD)



# Propulsion

18 abr 2017 01:12

HydroComp NavCad 2014

Project ID Remolcador puerto

Description 60 TPF

File name EL BUENO.hcnc

## Analysis parameters

Hull-propulsor interaction		System analysis	
Technique:	[Calc] Prediction	Cavitation criteria:	Keller eqn
Prediction:	Holtrop	Analysis type:	Free run
Reference ship:		CPP method:	Fixed RPM
Max prop diam:	2400,0 mm	Engine RPM:	
<b>Corrections</b>		Mass multiplier:	
Viscous scale corr:	[On] Custom	RPM constraint:	
Rudder location:	Free stream	Limit [RPM/s]:	
Friction line:	ITTC-57	<b>Water properties</b>	
Hull form factor:	1,000	Water type:	Salt
Corr allowance:	0,000000	Density:	1026,00 kg/m3
Roughness [mm]:	[On] 0,00	Viscosity:	1,18920e-6 m2/s
Ducted prop corr:	[On]		
Tunnel stern corr:	[Off]		
Effective diam:			
Recess depth:			

## Prediction method check [Holtrop]

Parameters	FN [design]	CP	LWL/BWL	BWL/T
Value	0,36	0,58	2,88*	2,40
Range	0,06-0,80	0,55-0,85	3,90-14,90	2,10-4,00

## Prediction results [System]

SPEED [kt]	HULL-PROPULSOR				ENGINE				
	PETOTAL [kW]	WFT	THD	EFFR	RPMENG [RPM]	PBPROP [kW]	FUEL [L/h]	LOADENG [%]	
2,00	0,8	0,0596	0,1005	0,9563	270	3,6	---	0,0	
4,00	8,6	0,0584	0,1005	0,9563	550	30,6	---	0,0	
6,00	43,5	0,0578	0,1005	0,9563	739	100,7	---	0,0	
8,00	111,4	0,0574	0,1005	0,9563	771	184,1	---	0,0	
10,00	282,3	0,0571	0,1005	0,9563	800	346,0	---	0,0	
11,00	340,9	0,0570	0,1005	0,9563	800	411,4	---	0,0	
11,50	436,4	0,0569	0,1005	0,9563	800	489,8	---	0,0	
+ 12,00 +	636,5	0,0569	0,1005	0,9563	800	647,1	---	0,0	
12,50	944,4	0,0568	0,1005	0,9563	800	904,9	---	0,0	
13,00	1329,6	0,0568	0,1005	0,9563	800	1261,3	---	0,0	
POWER DELIVERY									
SPEED [kt]	RPMPROP [RPM]	QPROP [kN·m]	QENG [kN·m]	PDPROP [kW]	PSPROP [kW]	PSTOTAL [kW]	PBTOTAL [kW]	TRANSP	CPPITCH [mm]
2,00	64	0,49	0,11	3,4	3,5	6,9	7,1	---	1080,2
4,00	130	2,05	0,48	29,1	29,7	59,3	61,2	234,1	1080,2
6,00	174	5,01	1,18	95,7	97,7	195,3	201,4	106,7	1232,2
8,00	182	8,78	2,07	175,0	178,6	357,2	368,2	77,8	1643,5
10,00	189	15,91	3,75	328,9	335,7	671,3	692,1	51,7	2128,3
11,00	189	18,91	4,46	391,1	399,0	798,1	822,8	47,9	2337,3
11,50	189	22,51	5,31	465,6	475,1	950,3	979,7	42,0	2502,9
+ 12,00 +	189	29,74	7,02	615,1	627,7	1255,4	1294,2	33,2	2757,5
12,50	189	41,59	9,82	860,2	877,8	1755,6	1809,9	24,7	3100,9
13,00	189	57,97	13,69	1199,0	1223,4	2446,9	2522,5	18,4	3514,9
EFFICIENCY					THRUST				
SPEED [kt]	EFFO	EFFG	EFFOA	MERIT	THRPROP [kN]	DELTHR [kN]			
2,00	0,1351	0,9700	0,1211	0,043638	0,45	0,82			
4,00	0,1623	0,9700	0,1453	0,059347	2,33	4,19			
6,00	0,2492	0,9700	0,2229	0,11135	7,84	14,11			
8,00	0,3487	0,9700	0,3119	0,16183	15,04	27,06			
10,00	0,4704	0,9700	0,4205	0,24857	30,50	54,87			
11,00	0,4779	0,9700	0,4272	0,24055	33,49	60,25			
11,50	0,5138	0,9700	0,4593	0,27374	41,01	73,77			
+ 12,00 +	0,5673	0,9700	0,5071	0,34239	57,31	103,11			
12,50	0,6019	0,9700	0,5380	0,41621	81,64	146,87			
13,00	0,6080	0,9700	0,5434	0,47032	110,51	198,81			



# Propulsion

18 abr 2017 01:12

HydroComp NavCad 2014

Project ID Remolcador puerto

Description 60 TPF

File name EL BUENO.hcnc

## Prediction results [Propulsor]

PROPULSOR COEFS									
SPEED [kt]	J	KT	KQ	KTJ2	KQJ3	CTH	CP	RNPROP	KTN
2,00	0,3791	0,0118	0,00526	0,081963	0,09657	0,20872	1,6158	3,62e6	-0,0088
4,00	0,3733	0,0146	0,00535	0,10496	0,1029	0,26728	1,7218	7,35e6	-0,0075
6,00	0,4169	0,0273	0,00726	0,15687	0,10021	0,39947	1,6766	9,91e6	-0,0081
8,00	0,5331	0,0481	0,01169	0,16915	0,077203	0,43073	1,2917	1,04e7	-0,0128
10,00	0,6421	0,0904	0,01965	0,21936	0,074224	0,55859	1,2419	1,10e7	-0,0123
11,00	0,7064	0,0993	0,02336	0,19899	0,066271	0,50672	1,1088	1,10e7	-0,0178
11,50	0,7386	0,1216	0,02782	0,22291	0,069045	0,56763	1,1553	1,11e7	-0,0155
+ 12,00 +	0,7707	0,1700	0,03675	0,2861	0,080268	0,72856	1,343	1,11e7	-0,0050
12,50	0,8029	0,2421	0,05139	0,37553	0,099294	0,95627	1,6614	1,12e7	0,0142
13,00	0,8351	0,3277	0,07163	0,46994	0,12301	1,1967	2,0582	1,12e7	0,0387
CAVITATION									
SPEED [kt]	SIGMAV	SIGMAN	SIGMA07R	TIPSPEED [m/s]	MINBAR	PRESS [kPa]	CAVAVG [%]	CAVMAX [%]	PITCHFC [mm]
2,00	276,57	39,75	7,98	8,02	0,076	0,18	2,0	2,0	955,1
4,00	68,97	9,61	1,93	16,31	0,083	0,94	2,0	2,0	952,3
6,00	30,61	5,32	1,06	21,91	0,098	3,15	2,0	2,0	1092,2
8,00	17,21	4,89	0,95	22,86	0,114	6,05	2,0	2,0	1404,8
10,00	11,00	4,54	0,86	23,73	0,157	12,26	2,0	2,0	1732,5
11,00	9,09	4,54	0,85	23,73	0,162	13,46	2,0	2,0	1888,3
11,50	8,32	4,54	0,84	23,73	0,185	16,48	2,0	2,0	1996,0
+ 12,00 +	7,64	4,54	0,84	23,73	0,236	23,03	2,0	2,0	2140,9
12,50	7,04	4,54	0,83	23,73	0,298	30,89	4,2	4,2	2311,1
13,00	6,51	4,54	0,82	23,73	0,363	39,17	9,6	9,6	2487,3

# Propulsion

18 abr 2017 01:12

HydroComp NavCad 2014

Project ID **Remolcador puerto**

Description **60 TPF**

File name **EL BUENO.hcnc**

## Hull data

General		Planing	
Configuration:	<b>Monohull</b>	Proj chine length:	<b>0,000 m</b>
Chine type:	<b>Round/multiple</b>	Proj bottom area:	<b>0,0 m2</b>
Length on WL:	<b>29,880 m</b>	LCG fwd TR:	<b>[XCG/LP 0,000] 0,000 m</b>
Max beam on WL:	[LWL/BWL 2,882] <b>10,367 m</b>	VCG below WL:	<b>0,000 m</b>
Max molded draft:	[BWL/T 2,402] <b>4,316 m</b>	Aft station (fwd TR):	<b>0,000 m</b>
Displacement:	[CB 0,517] <b>709,50 t</b>	Deadrise:	<b>0,00 deg</b>
Wetted surface:	[CS 2,609] <b>375,0 m2</b>	Chine beam:	<b>0,000 m</b>
<b>ITTC-78 (CT)</b>		Chine ht below WL:	<b>0,000 m</b>
LCB fwd TR:	[XCB/LWL 0,484] <b>14,458 m</b>	Fwd station (fwd TR):	<b>0,000 m</b>
LCF fwd TR:	[XCF/LWL 0,038] <b>1,129 m</b>	Deadrise:	<b>0,00 deg</b>
Max section area:	[CX 0,894] <b>40,0 m2</b>	Chine beam:	<b>0,000 m</b>
Waterplane area:	[CWP 0,870] <b>269,6 m2</b>	Chine ht below WL:	<b>0,000 m</b>
Bulb section area:	<b>0,0 m2</b>	Propulsor type:	<b>Propeller</b>
Bulb ctr below WL:	<b>0,000 m</b>	Max prop diameter:	<b>2400,0 mm</b>
Bulb nose fwd TR:	<b>0,000 m</b>	Shaft angle to WL:	<b>0,00 deg</b>
Imm transom area:	[ATR/AX 0,225] <b>9,0 m2</b>	Position fwd TR:	<b>0,000 m</b>
Transom beam WL:	[BTR/BWL 0,661] <b>6,850 m</b>	Position below WL:	<b>0,000 m</b>
Transom immersion:	[TTR/T 0,240] <b>1,035 m</b>	Transom lift device:	<b>Flap</b>
Half entrance angle:	<b>36,32 deg</b>	Device count:	<b>0</b>
Bow shape factor:	[WL flow] <b>1,0</b>	Span:	<b>0,000 m</b>
Stern shape factor:	[WL flow] <b>1,0</b>	Chord length:	<b>0,000 m</b>
		Deflection angle:	<b>0,00 deg</b>
		Tow point fwd TR:	<b>0,000 m</b>
		Tow point below WL:	<b>0,000 m</b>

## Propulsor data

Propulsor		Propeller options	
Count:	<b>2</b>	Oblique angle corr:	<b>Off</b>
Propulsor type:	<b>Propeller series</b>	Shaft angle to WL:	<b>0,00 deg</b>
Propeller type:	<b>CPP</b>	Added rise of run:	<b>0,00 deg</b>
Propeller series:	<b>Kaplan 19A</b>	Propeller cup:	<b>0,0 mm</b>
Propeller sizing:	<b>By thrust</b>	KTKQ corrections:	<b>Custom</b>
Reference prop:		Scale correction:	<b>None</b>
Blade count:	<b>4</b>	KT multiplier:	<b>1,000</b>
Expanded area ratio:	<b>0,5500</b> [Size]	KQ multiplier:	<b>1,000</b>
Propeller diameter:	<b>2400,0 mm</b> [Size]	Blade T/C [0.7R]:	<b>0,00</b>
Propeller mean pitch:	[P/D 1,3549] <b>3251,7 mm</b> [Size]	Roughness:	<b>0,00 mm</b>
Hub immersion:	<b>3300,0 mm</b>	Cav breakdown:	<b>Off</b>
<b>Engine/gear</b>		Nozzle L/D:	<b>0,50</b>
Engine data:		<b>Design condition</b>	
Rated RPM:	<b>0 RPM</b>	Max prop diam:	<b>2400,0 mm</b>
Rated power:	<b>0,0 kW</b>	Design speed:	<b>12,00 kt</b>
Gear efficiency:	<b>0,970</b>	Reference power:	<b>0,0 kW</b>
Load correction:	<b>On</b>	Design point:	<b>0,000</b>
Gear ratio:	<b>4,236</b> [Size]	Reference RPM:	<b>800,0</b>
Shaft efficiency:	<b>0,980</b>	Design point:	<b>1,000</b>

# Propulsion

18 abr 2017 01:12

HydroComp NavCad 2014

Project ID Remolcador puerto

Description 60 TPF

File name EL BUENO.hcnc

## Symbols and values

SPEED = Vessel speed

PETOTAL = Total vessel effective power  
WFT = Taylor wake fraction coefficient  
THD = Thrust deduction coefficient  
EFFR = Relative-rotative efficiency

RPMENG = Engine RPM  
PBPROP = Brake power per propulsor  
FUEL = Fuel rate per engine  
LOADENG = Percentage of engine max available power at given RPM

RPMPROP = Propulsor RPM  
QPROP = Propulsor open water torque  
QENG = Engine torque  
PDPROP = Delivered power per propulsor  
PSPROP = Shaft power per propulsor  
PSTOTAL = Total vessel shaft power  
PBTOTAL = Total vessel brake power  
TRANSP = Transport factor

EFFO = Propulsor open-water efficiency  
EFFG = Gear efficiency (load corrected)  
EFFOA = Overall propulsion efficiency [=PETOTAL/PSTOTAL]  
MERIT = Propulsor merit coefficient

THRPROP = Open-water thrust per propulsor  
DELTHR = Total vessel delivered thrust

J = Propulsor advance coefficient  
KT = Propulsor thrust coefficient [horizontal, if in oblique flow]  
KQ = Propulsor torque coefficient  
KTJ2 = Propulsor thrust loading ratio  
KQJ3 = Propulsor torque loading ratio  
CTH = Horizontal component of bare-hull resistance coefficient  
CP = Propulsor thrust loading coefficient  
RNPROP = Propeller Reynolds number at 0.7R  
KTN = Nozzle thrust coefficient

SIGMAV = Cavitation number of propeller by vessel speed  
SIGMAN = Cavitation number of propeller by RPM  
SIGMA07R = Cavitation number of blade section at 0.7R  
TIPSPEED = Propeller circumferential tip speed  
MINBAR = Minimum expanded blade area ratio recommended by selected cavitation criteria  
PRESS = Average propeller loading pressure  
CAVAVG = Average predicted back cavitation percentage  
CAVMAX = Peak predicted back cavitation percentage [if in oblique flow]  
PITCHFC = Minimum recommended pitch to avoid face cavitation

+ = Design speed indicator  
\* = Exceeds recommended parameter limit  
! = Exceeds recommended cavitation criteria [warning]  
!! = Substantially exceeds recommended cavitation criteria [critical]  
!!! = Thrust breakdown is indicated [severe]  
--- = Insignificant or not applicable